

离心压气机与脉冲爆震燃烧室共同工作分析

王凌羿, 郑龙席, 贾胜锡
(西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710072)

摘 要: 为了掌握压气机与爆震室相互作用机理,实现压气机与爆震室稳定匹配工作,针对离心压气机与爆震室共同工作过程建立了数值计算模型,并采用脉冲爆震涡轮发动机原理性试验系统进行验证,在此基础上结合传统航空发动机中压气机特性分析方法,对反传作用下的压气机工作特性进行了计算分析。结果表明:反传压力波使压气机内出现了瞬间的气体倒流现象,并且会在进气转接段内形成压力波动,使压气机出口长时间处于非稳态工况;压气机与爆震室匹配工作时,压气机工作特性线朝喘振边界靠近,效率低于 0.39,而同转速下,压气机单独工作时,其效率均在 0.81 以上。

关 键 词: 脉冲爆震燃烧室; 离心压气机; 气体倒流; 压力反传; 工作特性

中图分类号: V231.2 **文献标志码:** A

Analysis on interaction between centrifugal compressor and pulse detonation combustor

WANG Lingyi, ZHENG Longxi, JIA Shengxi
(School of Power and Energy,
Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: In order to realize the stable operation of centrifugal compressor and pulse detonation combustor (PDC) combined system, it is necessary to investigate the interaction between them. A pulse detonation turbine engine principle test system was established, in which reversal-pressure wave was continuously generated from the high-pressure combustor to the centrifugal compressor. A simulation model was constructed to analyze the reversal-pressure wave. The simulation model was verified by the pulse detonation turbine engine principle test system. Based on that, the operating characteristics of the centrifugal compressor were calculated and analyzed. Results showed the reversal-pressure wave caused an instantaneous gas back flow in the compressor, leading to pressure oscillations at the compressor exit, and the compressor outlet was under unstable condition for a long time consequently. When the compressor worked together with the PDC, the compressor operating line got closer to the surge boundary, with the compressor efficiency dropping below 0.39, while the efficiency was over 0.81 under the condition of the compressor working alone.

Key words: pulse detonation combustor; centrifugal compressor; gas back flow; pressure reversal; operating characteristics

收稿日期:2019-09-25

基金项目:科技创新特区项目

作者简介:王凌羿(1991—),男,博士生,研究方向为爆震推进技术、燃烧与流动。

引用格式:王凌羿,郑龙席,贾胜锡.离心压气机与脉冲爆震燃烧室共同工作分析[J].航空动力学报,2020,35(4):704-710. WANG Lingyi,ZHENG Longxi,JIA Shengxi. Analysis on interaction between centrifugal compressor and pulse detonation combustor[J]. Journal of Aerospace Power,2020,35(4):704-710.

脉冲爆震发动机 (pulse detonation engine, PDE) 是一种利用周期性爆震波产生的高温高压燃气来产生推力的动力装置。由于这种发动机具有结构简单、循环热效率高、单位推力大、耗油率低等性能优势,因而吸引了国内外人员的广泛关注^[1-3]。脉冲爆震涡轮发动机 (pulse detonation turbine engine, PDTE) 是从 PDE 的基础上发展而来,它利用脉冲爆震燃烧室 (pulse detonation combustor, PDC) 来替代传统涡轮发动机中等压燃烧室,实现发动机循环模式从等压循环向爆震循环 (近似等容循环) 的转变,进而提高循环热效率;并且由于爆震燃烧自增压特点,PDTE 可有效减少压气机和涡轮的级数,减轻发动机质量,从而进一步提高发动机推质比,形成新一代高性能燃气涡轮发动机^[4-7]。

如何使压气机与 PDC 稳定匹配工作,是使 PDTE 走向工程应用必须解决的问题。与传统等压燃烧室不同,PDC 工作过程中会产生周期性、高幅值压力脉动向上游传播,影响压气机的正常工作,使其效率降低,严重时甚至造成压气机喘振,进而导致发动机联调失败。西北工业大学李晓丰等^[8-9]通过建立脉冲爆震发动机原理性试验系统,研究发现反传压力峰值随着爆震频率的增加而增加,当反传压力峰值足够大时将穿透压气机从压气机进口排出大气,这将导致压气机产生回流,严重影响 PDC 的填充时间,使得发动机工作频率很难提高。美国空军实验室的 Hoke 等^[10]对带涡轮增压器的自吸气式脉冲爆震发动机进行研究,他们在压气机出口与爆震室进口之间安装止回阀,用于防止反传气流倒流入压气机。然而当爆震室通过压气机供气时,由于止回阀频繁开闭,导致供气波动大使大部分实验仅持续 30~60 s。为了降低 PDC 压力反传,实现 PDC 与上游部件的稳定匹配工作,美国 Adroit System 公司^[11]、空军研究实验室^[12-13]、普惠公司^[14]、通用 (GE) 全球研究中心^[15] 以及日本筑波大学等^[16-17] 机构设计了几种不同的反传隔离阀。其试验结果表明,反传隔离阀能有效降低反传压力的脉动峰值,但是反传依然能对 PDC 上游部件造成影响。为了掌握反传对上游压气机影响规律,比利时冯卡门流体力学研究所的 Bayindir 等^[18] 利用数值模拟,通过在压气机出口截面施加周期性脉动反压 (280~480 kPa,脉动频率为 80 Hz) 来模拟爆震室反传压力对压气机的影响。这种简化后的反传脉动波形类似三角波,并不能真实体现作

用在压气机出口的反压波形,也没有考虑压气机工作对反传的影响。

为了进一步认识 PDC 与压气机匹配工作时的相互作用机理,本文对其进行了数值研究。通过对 PDTE 原理性试验系统简化后建模,分析反传波与压气机相互作用机理以及压气机在爆震室反传作用下的工作特性。以期为 PDTE 中压气机部件优化设计以及压气机与 PDC 稳定匹配工作提供理论依据。

1 物理模型和计算方法

1.1 物理模型

脉冲爆震涡轮发动机结构简图如图 1 所示,主要由涡轮增压器、进气转接段、PDC 组成。PDC 由隔离段、点火段、燃烧室组成。在涡轮增压器的压气机进口内安装电涡流位移传感器用来测量压气机转速,并在进气段上游安装高频压阻式压力传感器 (位置 1) 以分析受反传影响的压气机增压特性。PDC 出口压力由高频压电式传感器测量 (位置 2),并作为数值计算中的出口压力,故可省去涡轮,进而减少网格提高计算速度。简化后的物理模型如图 2 所示,压气机叶轮直径为 0.128 m,涡壳外径为 0.4 m;PDC 直径为 0.060 m,长为 1.1 m;发动机总体尺寸大于 1.5 m。压气机和转接段区域采用三角形和四边形的混合网

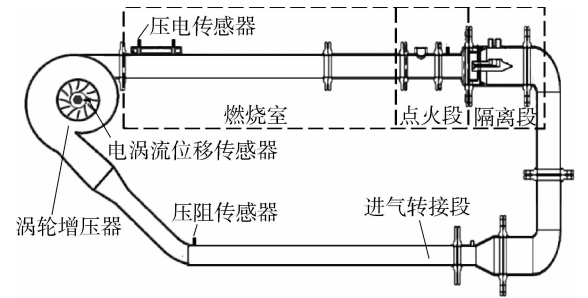


图 1 脉冲爆震涡轮发动机结构简图
Fig. 1 Structure diagram of the PDTE

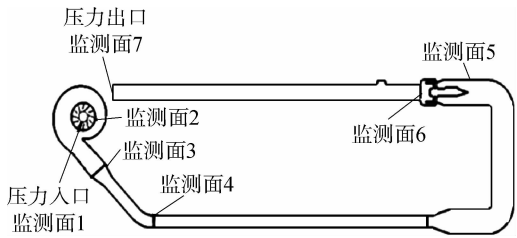


图 2 PDC 与压气机相互作用物理模型
Fig. 2 Simplified physical model of the PDTE

格,网格大小为 1×10^{-3} m, PDC 区域采用 5×10^{-4} m 的结构网格,以捕获爆震波的传播^[9]。分别在压气机入口、叶轮出口、压气机出口、位置 1 处、隔离段上下游、位置 2 处设有监测面 1~7。

1.2 计算方法

计算中,燃料使用辛烷代替试验中使用的汽油,氧化剂为空气。采用 Fluent 软件的压力基求解器,方程采用非稳态二维 N-S(Navier-Stokes)方程,化学反应采用 5 组分单步有限速率模型,湍流模型采用标准 $k-\epsilon$ 模型。采用动网格中的滑移网格来模拟压气机叶轮转动。在点火段设置高温高压区,直接起爆忽略爆燃向爆震转变过程。一共进行了 3 组数值模拟,分别对原理样机工作频率 5、10、15 Hz 时的单个爆震循环进行了计算,计算中叶轮转速为试验所测的平均值,分别为 9800、16100、20000 r/min。压力出口采用试验时位置 1 所测得的单个压力波作为压力出口边界条件;压力入口则以大气压力作为入口边界条件。

2 计算结果分析

2.1 计算模型验证

以 PDC 工作 10 Hz,压气机转速为 16100 r/min 时的数值与试验结果对比为例,来验证计算结果的可靠性。图 3 所示为压气机与爆震室共同工作时,试验和数值模拟所得 PDC 出口压力随时间 t 变化的曲线对比。从图中可看出数值模拟结果与试验基本相符,仅试验所测数值低于数值计算值,这主是试验受限于压电传感器本身特性,当压力突然下降时,相当于在压电晶体上突然加了一个反向的等值电压,输出结果出现严重的压力

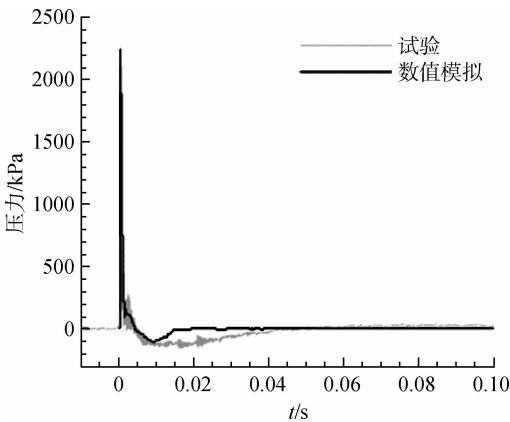


图 3 PDC 出口压力曲线对比

Fig. 3 Comparison of the pressure curve measured at PDC outlet

下冲。

图 4 所示为反传波传播到监测面 4 时,试验时对应的位置 1 所测压力数据与数值模拟结果的对比曲线。从图中可以看出,第一道反传波峰值出现时间两者基本吻合,但是第一道压力峰值数值计算值大于试验所测值,主要是因为试验时位置 1 下游安装有电磁阀,而数值计算中将电磁阀简化为等流通截面的通道,电磁阀内流道对反传波有削弱作用。可见,本数值方法可反映出 PDC 与压气机相互作用过程。

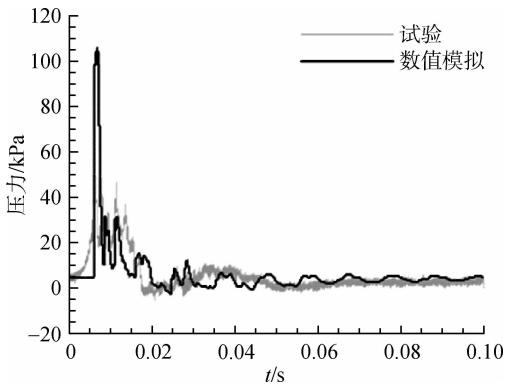


图 4 位置 1 处的压力曲线对比

Fig. 4 Comparison of the pressure curve measured by location 1

2.2 爆震室与压气机相互作用机理

首先以 PDTE 原理样机工作频率为 5 Hz,压气机转速为 9800r/min 为例,说明 PDC 与压气机相互作用机理(PDC 工作频率为 10、15 Hz 时的情况类似)。图 5、图 6 为压气机入口面(监测面 1)、压气机出口面(监测面 3)处的压力和质量流量(纵轴坐标值为实际流量 $\dot{m}$ 同压气机出口最大流量 $\dot{m}_{\max}$ 的比值)随时间的变化关系。从图中可以看出在 $t=0.0062$ s 时,反传压力波传至压气机出口,随后在 $t=0.0063$ s 时压气机出口气流发生倒流现象,在 $t=0.0066$ s 时气流从压气机入口反向流出。这主要是因为反传压力远大于压气机升压能力,使得高压气体回冲流入压气机。随着倒流气体的排出,反传波强度逐渐减弱,压气机出口压力和倒流程度随之减小,在 $t=0.051$ s 后,压气机出口不在发生倒流现象,随后在 $t=0.055$ s 时压气机入口压力恢复至常态。最终压气机出口压力呈现高频小幅度脉动形式,其峰值为 5.1 kPa,均值为 4.4 kPa;受出口压力影响,压气机流量呈波峰逐渐减小的脉动形式。可见受反传影响,压气机与爆震室匹配工作时不仅出现了瞬间的气体倒

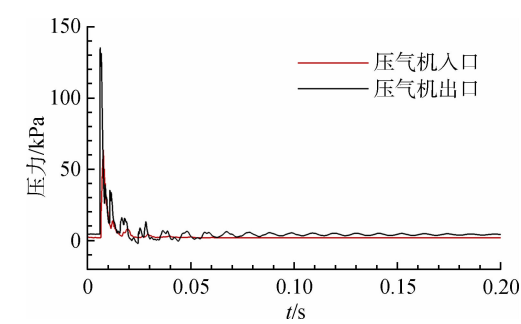


图 5 压气机入口、出口处压力随时间的变化
Fig. 5 Variation of total pressure at the compressor inlet and outlet with time

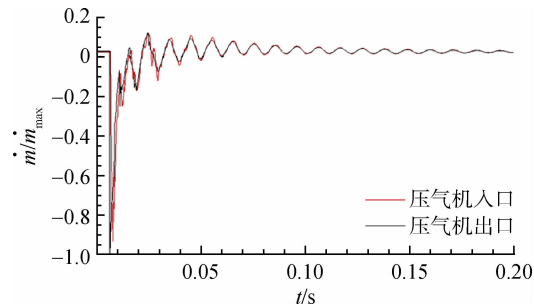


图 6 压气机入口、出口处质量流量随时间的变化
Fig. 6 Variation of mass flow at the compressor inlet and outlet with time

流现象,还使得压气机在整个爆震周期内工作变得不稳定。

图 7 所示为 $t=0.00008\sim0.0061\text{ s}$ 时间段内的压力云图。在这一时间段内,反传波逐步往压气机传播。从图 7(a)中可以看到 $t=0.00008\text{ s}$ 时反传波传至隔离段下游(监测面 6)处。此后反传波穿过隔离段往进气段上游传播,爆震波往压力出口传播。随着爆震波从压力出口传出,PDC 内的高温高压燃气以很快的速度向外排出,此时在压力出口处不断产生膨胀波并向 PDC 内传播,使 PDC 内压力下降。从图中可以看出,经过隔离段后反传波强度明显下降,但是由于隔离段节流作用,直至 $t=0.0021\text{ s}$,膨胀波传至监测面 6 处,内监测面 6 处压力将维持不变,并远大于进气段内压力,使反传波保持一定强度向上游传播。从图 7(b)中可以看到,这一时间段内膨胀波进一步往上游传播,使隔离段和进气段上游压力逐步下降。但是反传波波面强度变化不大,仅从 150 kPa 下降到 134 kPa ,这是由于反传波和膨胀波都以当地声速传播,直至 $t=0.0061\text{ s}$,反传波传至压气机出口时,膨胀波仍未追赶上反传波,由于流动损失,反传波波面强度略有降低。综上,反传波强度

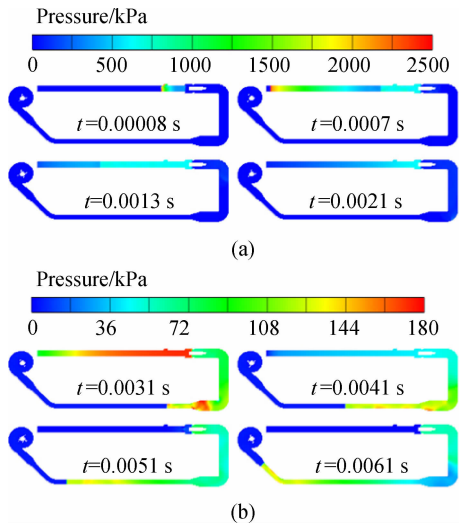


图 7 $t=0.00008\sim0.0061\text{ s}$ 内压力云图
Fig. 7 Pressure contour during $t=0.00008\sim0.0061\text{ s}$

仅在隔离段处有所下降,增加进气段长度并不能有效起到缓冲降低反传压力的作用。

图 8 所示为 $t=0.0063\sim0.0083\text{ s}$ 时间段内的压力云图和流线图。从图中可以看出,当反传波进入涡壳时,由于流道空间突然变大,使反传波压力减弱,随后反传波沿压气机转动反方向逐步充满压气机,强度不断下降,绕涡壳传播一周后,又从压气机出口传出。在这一过程中,反传波首先作用在叶尖处,使叶尖处气流骤然滞止,压力升高,随后气流在叶尖处反向流动,沿叶盆流出压气机。在叶尖上方,气流同样受反压影响,发生倒流,这使得叶背处发生严重流动分离,形成了局部低压旋涡,减小了叶片间流道面积,使反传波的卸载速度减慢。并且从图中可看出,低压区逐步扩散至整个叶背,而叶盆处受倒流冲击压力升高,这使得压气机工作载荷激增。可见反传压缩波不仅使压气机内气流反向流出,还增大了压气机工作载荷,特别是对压气机叶尖产生剧烈冲击,严重影响压气机正常工作。可见为了使压气机稳定工作,必须减小反压峰值,这依靠于反传隔离技术。

从图 5、图 6 可以看出,在 $t=0.055\sim0.20\text{ s}$ 内,压气机出口不再出现倒流,但是压力和流量均呈现脉动形式,频率约为 100 Hz 。由图 9 所示的一个气流脉动周期内的压力云图可见,进气转接段的扩张处将进气段内的压力波动分成了两个部分。在 $t=0.085\text{ s}$ 时,进气段扩张处上游压力小,下游压力大,随后进气段扩张处上游压力增加,下游压力减小,进气段扩张处上下游压力交替变动。这主要是因为,进气段上游压力小时,压气机背压小、流量大,此时随着压气机做功,进气段上游压

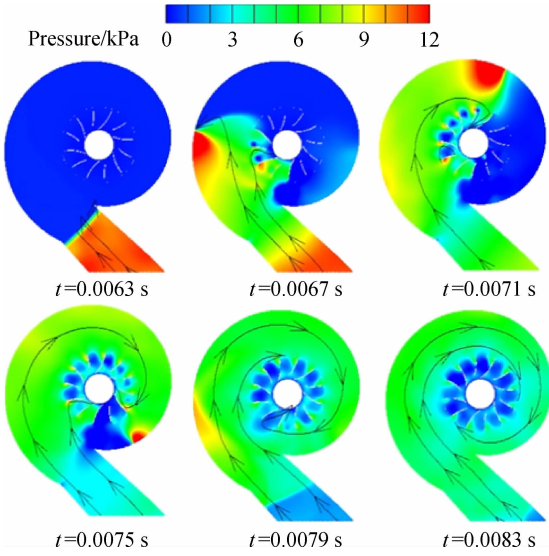
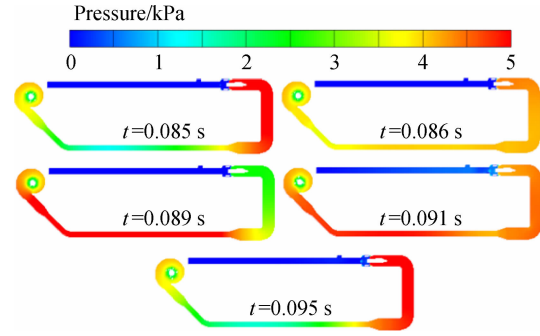
图8 $t=0.0063\sim0.0083$ s内压力云图Fig. 8 Pressure contour d uring $t=0.0063\sim0.0083$ s

图9 0.085~0.095 s内压力云图

Fig. 9 Pressure contour during $t=0.0085\sim0.0095$ s

力不断提升,使得压气机背压增大,流量随之减小,从而无法维持下游用气需求,因此下游压力逐渐降低。直至 $t=0.089$ s 时,此时进气段上游压力大于下游压力,此时气体在进气段扩张段处加速,大量气体从进气段上游涌入下游,使得进气段下游压力升高,上游压力降低。至 $t=0.095$ s 时,进气段上游压力小于下游,气流脉动开始新循环。可见压气机工作受进气段内的气流波动影响,出口背压呈周期波动形式,从而使得压气机流量也随之波动。

2.3 压气机工作特性

从上述分析可知,压气机与爆震室匹配工作时,其工作特性发生了改变。对于传统航空发动机而言,其工作特性常用流量 $\dot{m}_a$ 、增压比 π 和效率 η 之间的关系来描述。其中 π 和 η 表达式为

$$\pi = \frac{p_{out}^*}{p_{in}^*} \quad (1)$$

$$\eta = \frac{L_{ad}}{L_c} = \frac{c_p T_{in}^* (\pi^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1)}{c_p (T_{out}^* - T_{in}^*)} \quad (2)$$

式中 p_{in}^* 、 p_{out}^* 、 T_{in}^* 、 T_{out}^* 表示压气机进、出口总压与总温。 L_{ad} 、 L_c 表示压气机等熵功和实际功。 c_p 为比定压热容, γ 表示比热比。

式(1)、式(2)是压气机稳定工作时压比和效率的计算公式。但压气机与爆震室匹配工作时,压气机出口气流参数随时间不断变化。因此直接利用式(1)、式(2)存在许多问题。考虑到脉冲爆震发动机的工作循环具有周期性,以单个爆震循环时间 t_{cycle} 作为分析单位,则压气机进出口参数仍是守恒量,那么在这段时间内可求出压气机出口参数的等效值来替代非稳态值,从而可对比分析爆震室点火工作与不工作时的压气机工作特性。

那么爆震室点火工作时,压气机等效流量 $\dot{m}_{out}$ 可用 $0\sim t_{cycle}$ 时间段内平均值来表示

$$\dot{m}_{out} = \frac{\int_0^{t_{cycle}} \dot{m}_{out}(t) dt}{t_{cycle}} \quad (3)$$

式中 $\dot{m}_{out}(t)$ 表示 t 时刻下压气机出口瞬时流量。

对于压气机等效效率,可根据稳态压气机效率计算式(2),利用微分方法,将非稳态工作的压气机沿时间细分,以时间 t 为计算起点,经 dt 时间后,质量为 $\dot{m}_{in}(t)dt$ 气流可能倒流而出压气机,此时压气机不再对气流做有用功,等熵压缩功为零;也可能从初始的总压 $p_{in}^*(t)$ 、总温 $T_{in}^*(t)$ 被压缩后以总压 $p_{out}^*(t)$ 、总温 $T_{out}^*(t)$ 流出压气机。那么这部分气流的等熵压缩功 dL_{ad} 可表示为

$$dL_{ad} = \begin{cases} c_p \dot{m}_{in}(t) T_{in}^*(t) \left[\left(\frac{p_{out}^*(t)}{p_{in}^*(t)} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] dt & \dot{m}_{in}(t) > 0 \\ 0 & \dot{m}_{in}(t) \leq 0 \end{cases} \quad (4)$$

将式(4)在单个爆震循环内进行积分,可得出压气机等熵压缩功为

$$L_{ad} = \int_0^{t_{cycle}} dL_{ad} \quad (5)$$

压气机实际压缩功可以用轴功的形式表示

$$L_c = \int_0^{t_{cycle}} C_m(t) \omega(t) dt \quad (6)$$

式中 C_m 为压气机所受转矩, ω 为压气机角速度。

那么在反传作用下压气机效率 η 可表示为

$$\eta = \frac{\int_0^{t_{cycle}} dL_{ad}}{\int_0^{t_{cycle}} C_m(t) \omega(t) dt} \quad (7)$$

对于压气机等效增压比 π , 应满足等效前后压气机等熵压缩功相同, 即

$$\int_0^{t_{\text{cycle}}} c_p \dot{m}_{\text{in}}(t) T_{\text{in}}^*(t) (\pi^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1) dt = L_{\text{ad}} \quad (8)$$

$$\pi^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \frac{L_{\text{ad}}}{c_p \int_0^{t_{\text{cycle}}} \dot{m}_{\text{in}}(t) T_{\text{in}}^*(t) (\pi^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1) dt} + 1 \quad (9)$$

利用式(3)、式(7)、式(9), 在数值模拟中对压气机进出口总温总压和压气机转矩进行实时监测, 即可得出压气机流量、压比和效率。

图 10 所示为原理样机工作频率 $f=5, 10, 15$ Hz 下爆震室与压气机共同工作以及爆震室不工作时, 压气机压比随流量的变化特性图。在爆震室不工作时保持压气机转速同爆震室工作时一致, 为方便比较, 图中横坐标为不同工况下的压气机流量与最大流量(0.105 kg/s, 压气机以 20 000 r/min 单独工作时)的比值。从图中可以看出爆震室点火工作后, 同转速下压气机压比升高, 流量减小, 说明爆震室产生的反传波在压气机出口产生了节流效应, 引起压气机背压升高, 进而使压气机压比升高, 压气机的负荷增大, 而流量则减小, 压气机的工作特性线向喘振边界靠近。

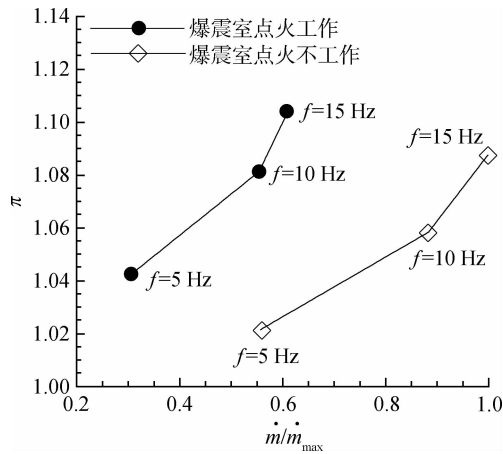


图 10 压气机压比随流量的变化
Fig. 10 Variation of compressor pressure ratio variation with mass flow

图 11 给出了原理样机工作频率 $f=5, 10, 15$ Hz 下爆震室与压气机共同工作与爆震室不工作(保持压气机转速同爆震室工作时一致)时压气机效率 η 的对比。从图中可以看到, 压气机与爆震室匹配工作时, 压气机效率大幅降低, 其效率低于 0.39, 而同转速下, 压气机单独工作时, 其效率均在 0.81 以上。说明反传波严重影响压气机正常工作, 这主要是因为反传压力远大于压气机升压

能力, 使得气体倒流回压气机, 使压气机做功加剧。从图中还可以看出, 随着压气机与爆震室匹配工作频率的增大, 爆震室点火工作时压气机效率呈降低趋势, 当爆震室工作频率为 15 Hz 时, 压气机效率仅有 0.309。因为压气机从反传影响中恢复至稳定工作需要一定时间, 爆震室与压气机匹配工作频率越大, 压气机稳定工作时间越短, 所以爆震室工作频率越高压气机效率越低。可见若不抑制反传影响, 随着爆震频率的提高, 压气机将无法正常工作; 同时压气机与爆震室匹配工作时性能提升空间很大。

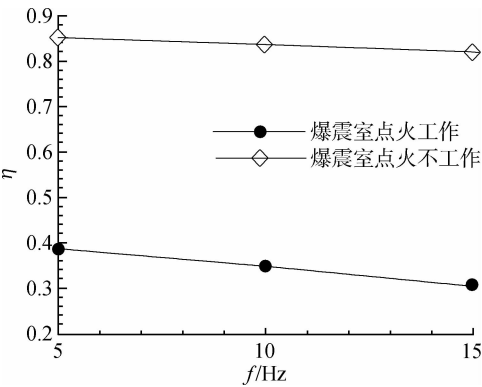


图 11 压气机效率随 PDC 工作频率的变化
Fig. 11 Variation of compressor efficiency with PDC operating frequency

3 结 论

通过对 PDTE 原理性试验系统简化建模, 应用数值分析软件, 模拟了脉冲爆震燃烧室与压气机相互作用过程, 并结合传统航空发动机中压气机特性分析方法, 对反传作用下的压气机工作特性进行了计算, 得出结论如下:

- 1) 爆震室点火工作产生的反传压力波经隔离段减弱后传入进气转接段, 较长的进气转段对降低反传压力的能力有限, 反而进气段内会形成压力波动, 使压气机出口长时间处于非稳态工况。因此, 进气道应合理优化, 从而减小进气段内压力波动, 使压气机出口工况稳定。
- 2) 爆震室产生的反传压力高于压气机增压能力, 不仅使压气机内气流反向流出, 还增大了压气机工作载荷, 特别是对压气机叶尖产生剧烈冲击, 严重影响压气机正常工作。可见为了使压气机稳定工作, 必须减小反压峰值, 这依赖于反传隔离技术。
- 3) 压气机与爆震室匹配工作时, 压气机工作

特性发生改变,其工作特性线朝喘振边界靠近,效率急剧下降。并且爆震室工作频越高,压气机效率越低,当爆震室工作频率为 15 Hz 时,压气机效率仅为 0.309,而同转速下,压气机单独工作时效率为 0.819。可见消除反传影响可大幅提高压气机效率,从而提升脉冲爆震涡轮发动机性能。

参考文献:

[1] 严传俊,范玮,郑龙席,等. 脉冲爆震发动机原理及关键技术[M]. 西安:西北工业大学出版社,2005.

[2] JAMES T P,FRANK K L. Performance modeling of pulse detonation engines using the method of characteristics[J]. Aerospace Science and Technology,2019,88(2):51-64.

[3] LIN Ling,WENG Chunsheng,CHEN Qingzhang, et al. Study on the effects of ionization seeds on pulse detonation characteristics[J], Aerospace Science and Technology, 2017,71(12):128-135.

[4] 郑龙席,卢杰,严传俊,等. 脉冲爆震涡轮发动机研究进展[J]. 航空动力学报,2014,29(5):993-1000.

ZHENG Longxi, LU Jie, YAN Chuanjun, et al. Research progress on pulse detonation turbine engine[J]. Journal of Aerospace Power,2014,29(5):993-1000. (in Chinese)

[5] BERKE O,BAYINDIR H S, A preliminary heat transfer analysis of pulse detonation engines[J], Transportation Research Procedia,2018,29(2):279-288.

[6] 邓君香,严传俊,郑龙席,等. 装有脉冲爆震主燃烧室的燃气涡轮发动机热力性能计算[J]. 西北工业大学学报, 2008,26(3):362-367.

DENG Junxiang, YAN Chuanjun, ZHENG Longxi, et al. Calculating performance of gas turbine engine with embedded PDC[J]. Journal of Northwestern Polytechnical University,2008,26(3):362-367. (in Chinese)

[7] 李晓丰,郑龙席,邱华,等. 两相脉冲爆震涡轮发动机原理性试验[J]. 航空动力学报,2013,28(12):2731-2736.

LI Xiaofeng, ZHENG Longxi, QIU Hua, et al. Principle experiment of two-phase pulse detonation turbine engine [J]. Journal of Aerospace Power, 2013, 28 (12): 2731-2736. (in Chinese)

[8] 李晓丰,郑龙席,邱华,等. 脉冲爆震涡轮发动机原理性试验研究[J]. 实验流体力学,2013,27(6):1-5

LI Xiaofeng,ZHENG Longxi,QIU Hua, et al. Experimental study on the principle of pulse detonation turbine engine[J]. Journal of Experiments in Fluid Mechanics,2013, 27(6):1-5. (in Chinese)

[9] 李晓丰. 脉冲爆震涡轮发动机技术研究[D]. 西安:西北工业大学,2013.

LI Xiaofeng. The technology research on the pulse detonation turbine engine[D]. Xi'an:Northwestern Polytechnical University,2013. (in Chinese)

[10] HOKE J,BRADLEY R,STUTTRUD J,et al. Integration of a pulsed detonation engine with an ejector pump and with a turbo-charged as methods to self-aspirate[C] // Proceedings of 40th AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit,Reno,AIAA,2002:1-12.

[11] BUSSING T. A rotary valved multiple pulse detonation engine[R]. AIAA 95-2577,1995.

[12] SCHAUER F,STUTTRUD J,BRADLEY R,Detonation initiation studies and performance results for pulsed detonation engine applications[R]. AIAA-2001-1129,2001.

[13] KAILASANATH K, Research on pulse detonation combustion systems a status report[R]. AIAA-2009-0631,2009.

[14] ANDERSON S D, TONOUCHI J H, LIDSTONE G L, et al. Performance trends for a product scale pulse detonation engine[R]. AIAA-2004-3402,2004.

[15] GLASER A, RASHEED A, DUNTON R, et al. . Investigations of thrust generated by a valved multi-tube PDE with exit nozzles[R]. AIAA-2008-4692,2008.

[16] MATSUOKA K, YAGETA J, YAMAGUCHI H, et al. Study on an autonomous-drive valve system of pulse detonation engines[R]. AIAA-2008-4881,2008.

[17] MATSUOKA K, YAGETA J, NAKAMICHI T, et al. In-flow-driven valve system for pulse detonation engines[J]. Journal of Propulsion and Power,2011,27(3):597-607.

[18] BAYINDIR H, GUILLERMO P. Compressor integration study for a pulse detonation engine[R]. AIAA-2016-0039, 2016.

(编辑:王碧珺)